

Study on the application of household air source heat pump hot water machine in semi-capacity hot water system

Junpeng Liu Daming Ji Yongzeng Chen Mingming Gan

Huhu (Qingdao) Hot water tank Co., Ltd., Qingdao, Shandong, 266112, China

Abstract

This study investigates the feasibility and implementation strategies for integrating household air-source heat pump water heaters with compact semi-capacity hot water systems. The research focuses on optimizing the structural design of thermal storage tanks, distribution devices, and heat exchange units. Effective control strategies were developed based on the system's operational characteristics, including variable-speed regulation of circulation pumps to ensure efficient and stable heating performance. Comparative experiments were conducted on thermal stratification efficiency, thermal loading/unloading capabilities, and energy efficiency of the hot water system. The results demonstrate that the semi-capacity hot water system integrated with the water heater outperforms conventional three-generation static heating systems in preparation time, water temperature stability, and operational energy efficiency.

Keywords

air source heat pump hot water machine; half-volume hot water system; thermal stratification loading; plate heat exchanger; variable speed circulating pump

户用空气源热泵冷热水机应用于半容积式热水系统的探究

刘俊鹏 纪大铭 陈永增 甘明明

胡赫(青岛)换热水箱有限公司, 中国·山东 青岛 266112

摘要

探究了户用空气源热泵冷热水机与小型半容积式热水系统结合应用的可行性和具体措施,着重优化了贮热水罐、配水装置和换热装置结构,同时针对该系统的运行特点制定了有效的控制策略,通过对循环泵变转速调节,实现系统的高效稳定加热。在此基础上完成了热水系统的热力分层效率、热加载、热卸载和运行能效等对比实验,得出了结合水机的半容积式热水系统在准备时间、出水温度稳定性、运行能效等方面优于常规三联供静态加热系统的结论。

关键词

空气源热泵冷热水机; 半容积式热水系统; 热力分层加载; 板式换热器; 变转速运行循环泵

1 引言

空气源热泵冷热水机以环境空气为热源,可同时满足建筑物夏季制冷、冬季供暖及全年热水需求,一机多能。相较于太阳能和地源热泵系统,具有初始投资低,安装、维护简便等优势。

在大型中央热水系统中,半容积式热水器融合了即热式与储热式热水供给的优点,具备良好的热缓冲和持续补热能力。本研究旨在通过实验装置将水机与贮热水罐组成半容积式热水系统,重点阐述和分析该系统以热力分层方式进行热加载的优化方法与运行特征,并与静态加热系统做对比,以期为用户小型化产品的开发提供参考。

2 静态加热系统的工作原理及不足

在空气源热泵三联供系统中,热水通常由内置盘管换热器的闭式承压贮罐制备。当罐内水温低于目标值减回差时,水机切换至热水模式,在冷凝器和盘管间强制循环热媒(水),将热量从空气转移至被加热水,被加热水在热虹吸效应下整体升温,直至达到目标值,此过程为静态加热,该技术方案虽控制简单、故障率低,但存在盘管制造工艺复杂(双盘管结构)、加热周期长、容积利用率低、出水温度稳定性差等不足。

3 半容积式热水系统的工作原理

传统半容积式热水系统主要由贮罐、导流型换热器和循环泵组成。循环泵从贮罐底部抽取冷水,将其送至换热器与流经U型管束的热媒流动换热,一次达到目标温度后通过配水管回到贮罐上部。其运行分为2种状态:

【作者简介】刘俊鹏(1984-),男,本科,工程师,从事能源利用与工艺流程学研究。

低负荷运行：热水用量低于泵流量，补入冷水全部流向换热器，其余冷水从贮罐抽取。在此状态下热水取用和贮罐加热同时进行，热水负荷完全由换热器覆盖；

峰值负荷运行：热水用量超过泵流量，补入冷水中相当于泵流量的部分流向换热器，其余流向贮罐，消耗贮存热水，热水负荷由换热器和贮罐共同覆盖。

该系统强制循环被加热水，换热充分，能有效消除贮罐底部死区，提高有效容积，同时利用热水密度小的特性，可实现热力分层加载，热水始终分布在贮罐上部，与下部冷水形成温跃层，有利于缩短准备时间。

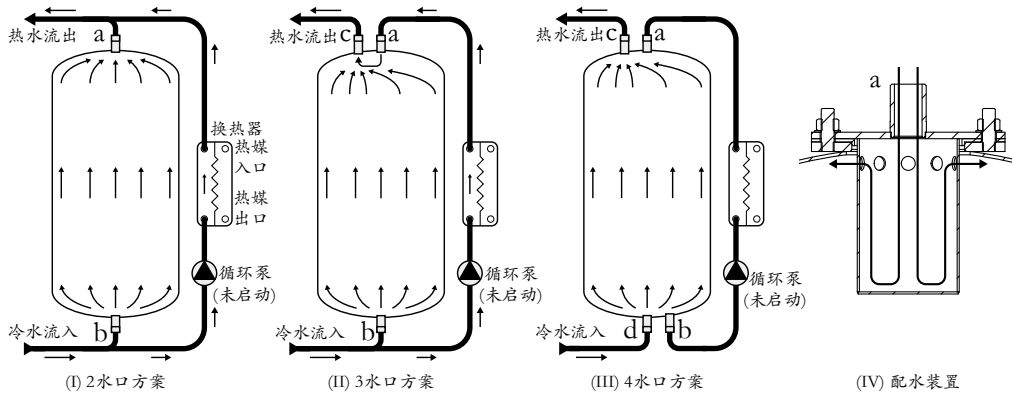


图1 水口设置

水口方案(图II)，分别从上下封头中心引出a口和b口，通过三通与换热器及管网连接。此方案贮罐结构简单，但存在冷水串流问题，即当系统未进行加热而冷水补入流量较大时，小股冷水会通过换热器直接流向管网，干扰贮罐出水温度；

水口方案(图III)，从a口旁引出c口作为热水出口，小股冷水首先流入贮罐，通过水短路流向管网，罐内贮存热水可减轻其对出水温度的干扰，但无法完全消除；

水口方案(图III)，从下封头中心引出d口作为冷水入口，将b口移至其旁边。a、b口连接换热器和循环泵构成热加载环路，c、d口连接管网用于热卸载。贮罐起水力解耦作用，确保热加载和热卸载并行不悖。

为减少干扰出水温度的不利因素，实验贮罐水口按方案③设置。

4.2 测温点设置

实验贮罐设两个测温点，分别用于加热周期的起始和停止判定。测温点 t_1 位于贮罐中部做起始判定；测温点 t_2 位于b口做停止判定。该设置既能确保罐内冷水完全参与换热，又能充分利用贮罐缓冲，降低水机的加热频次。

4.3 配水装置

降低入水流速，阻止冷热水过度混合是限制温跃层扩散的根本途径。实验采用一种手孔法兰安装式配水装置，热加载水流通过法兰外侧a口流入内侧盲管，触底折返后经盲管上部小孔(沿圆周均布)散布至贮罐，见图IIV。该装置

然而，传统配水方式的热力分层效果仍有不足，主要表现为贮罐出水温度易发生变化；加热末期易出现水温超调。针对这些问题，需通过优化贮罐结构，缩小温跃层扩散范围，以提升热力分层效率。

4 实验贮罐的结构

实验贮罐为圆柱形压力容器，上下封头外凸。移除内藏式导热型换热器，将换热器外置。此外还从以下三方面做了优化：

4.1 水口设置

对以下三种方案做了对比测试：

关键几何尺寸按式(1)和式(2)确定：

$$D_h \leq \frac{0.4D_p}{\sqrt{N}} \quad (1)$$

式中， D_h 为圆形小孔直径，mm； D_p 为盲管内径，mm；N为圆形小孔个数。

$$L_p \geq 1.5D_p \quad (2)$$

式中， L_p 为盲管长度，mm。

4.4 换热装置的结构

换热装置由高温水路、低温水路和板式换热器组成，见图2。

高温水路热媒侧是一个带有电动执行器的三通调节阀，热媒从e口流入，经f口流向板换，步进电机通过钢轴带动椭圆形活塞在上下阀座间往复运动，调节进入板换的热媒流量；水侧k口与板换连接，l口与贮罐a口连接，温度传感器S1、S2分别实时监测热媒初温 t_{mc} 和被加热水终温 t_e 。

低温水路热媒侧是一个带有气液分离器的三通，热媒流经板换放热后从m口流入，脱气后从n口回流至水机，h口与高温水路g口连接形成旁通；水侧o口通过循环泵连接贮罐b口，p口与板换连接，温度传感器S3实时监测被加热水初温 t_e 。热媒和被加热水在板换中对流换热，流向分别为 $f \rightarrow m$ 、 $p \rightarrow k$ 。

t_{mc} 与水机效率成反比，为使水机高效运行，宜将 t_{mc} 对 t_e 的超差 Δt_{max} 控制在 $\leq 5K$ 范围内，该差值越小所需换热面

积越大。通过增减换热板数量，可在紧凑空间内灵活调整板换的换热面积。系统热平衡方程（忽略热损）为：

$$M_m \cdot c_m \cdot (t_{mc} - t_{mz}) = M \cdot c \cdot (t_z - t_c) \quad (3)$$

式中， M_m 、 M 分别为热媒和被加热水的质量流量，kg/s； c_m 、 c 分别为两种流体的平均定压质量比热，二者近似相等， $4.18 \times 10^3 \text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ ； t_{mc} 、 t_{mz} 为热媒在板换内的温降值，K； t_{mz} 为热媒终温， $^{\circ}\text{C}$ ； t_z 、 t_c 为被加热水在板换内的温升值，K。

水机通常以较高的恒定流量循环热媒，以确保自身运行稳定。流量不足可能导致蒸发器结冰、冷凝压力异常升高以及压缩机机械故障等问题。在高流量下，水机仅能维持热媒温升 5~10K，而被加热水温升需达 30~50K，根据式（3）可知，被加热水应以较低流量循环。板换的选型应综合考虑系统典型工况（LMTD）、水机额定制热量及内置泵特性。

由于换热装置自身存在流阻，且在加热过程中需通过三通调节阀对热媒限流，可能导致热媒循环流量低于安全阈值。针对此问题设置了旁通（g → h），其作用为：分流部分热媒直接回流水机，维持总循环流量不低于安全阈值；利用未参与换热的热媒提升回流温度 t_{mz} ，帮助水机维持温升。

4.5 控制策略

为提高系统泛用性，控制策略旨在不介入水机原有控制系统的基础上实现贮罐的热力分层加载。在热水模式下，压缩机以额定频率运行，输出当前工况下的最大允许热负荷。为确保水机运行平稳，热媒在板换中的放热量应保持基本恒定，根据式（3），需将被加热水循环流量与目标温升值 t_s 、 t_c 精确匹配（ t_s 为被加热水目标温度）。为此，循环泵应具备变转速运行能力，通过 PWM 控制技术调节电机转速，

实现循环流量的快速调整。在系统中循环泵的流量调节范围应不低于 1:10，以应对冬季低温运行工况。

对于半容积式热水系统， t_s 的稳定性较准确性更为重要，较小的稳态误差可以被接受，因此采用 PD 单闭环控制算法：

$$u(t) = K_p e(t) + K_D \frac{de(t)}{dt} \quad (4)$$

式中， $u(t)$ 为 PWM 信号输出； $e(t)$ 为温度偏差， $e(t) = t_s - t_z$ ，K； $de(t)/dt$ 为时间对偏差的微分； K_p 为比例增益； K_D 为微分增益。

在整个加热周期中，对 K_p 和 K_D 两个增益系数实施动态调整：加热初期，循环泵以中间转速启动，采用小步长渐进调节，使循环流量平滑过渡到适宜水平；加热末期随着贮罐内温跃层下移，进入板换的被加热水温度快速升高，此时采用大步长调节，迅速提高循环流量，同时，通过三通调节阀对热媒流量加以限制，减少热量输入，共同防止 t_z 超调。

4.6 实验内容和装置

实验内容主要包括：①实验贮罐与对照贮罐的热力分层效率对比；②实验热水系统与静态加热系统热加载和热卸载的特征对比；③水机在两种系统中的运行能效对比。

各实验装置的主要技术参数见下表：

各测量点如图 2 所示，测量数据包括：环温 t_a ，水机蒸发器出风温度 $t_{a,out}$ ，热媒初温和终温 t_{mc} 、 t_{mz} ，被加热水初温和终温 t_c 、 t_z ，贮罐补水和出水温度 t_{in} 、 t_{out} ，贮罐内部温度 t_{t1} 、 t_{t2} 、 $t_{t3} \dots t_{t12}$ ，热媒循环流量 v_m ，被加热水循环流量 v ，贮罐出水流量 v_{out} ，水机消耗功率 P 。测量用变送器包括：热电阻 Pt100、电磁流量计、电子式电能表。所有变送器接入数据记录仪，测量数据以 5 秒为间隔实时记录。

测量点和测量数据

贮罐			换热装置	
实验贮罐			钎焊板式换热器	
额定容积	400 L		外形尺寸	525 × 111 × 64 mm
额定工作压力	8 bar		换热面积	1.1 m ²
水侧防腐措施	搪瓷 + 镁阳极		换热板厚度	0.4 mm
各水口尺寸	DN25 G1		换热板数量	22
盘管贮罐			被加热水循环泵	
盘管换热面积	4.8 (2 × 2.4) m ²		额定电压 / 频率	220 VAC 50 Hz
盘管口尺寸	DN25 G1		额定扬程	4.5 m
其他	同实验贮罐		额定流量	36.7 L/min
空气源热泵冷热水机			泵体公称口径	DN20
制热条件 1	制热量	19.1 kW	三通调节阀执行器	
空气干球温度 20 °C 热媒温度 55 °C	输入功率	4.95 kW	额定电压	24 VDC
	COP	3.85	整步步长	0.021 mm
制热条件 2	制热量	18 kW	总行程	12 mm
	输入功率	6.9 kW	全行程动作时间	2 s
	COP	2.6	推拉力	43~68 N
制冷剂类型	R290		温度传感器	
热媒额定循环流量	50.6 L/min		热电阻芯体	NTC 10k
额定电压 / 频率	380 VAC 50 Hz		B 值	3950 ± 1%

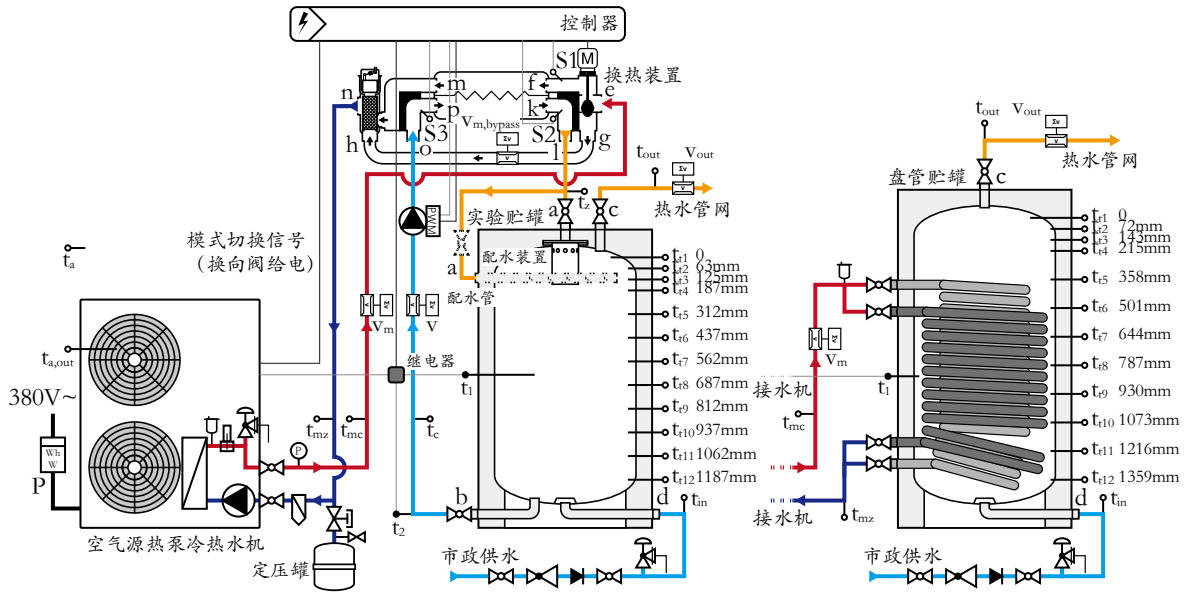


图2 实验装置和测量点

4.7 热力分层效率对比

通过配水装置对实验贮罐实施热加载，并以带有配水管的贮罐作为对样本，实验在 20 和 40L/min 两个循环流量下进行，贮罐内部初始温度为 45℃，热加载入流温度为 50℃，从贮罐顶部加载，以温跃层自上而下完全通过贮罐一次为一个实验周期。

此处采用贮罐顶部区域温降 Δt_j 作为热力分层效率的评价指标。图 3I 示出了当 $v=20\text{L}/\text{min}$ ，50℃ 高温水流入贮罐时罐内温度的时域曲线。实验贮罐的温跃层移动缓慢（曲线陡峭），顶部温度保持在接近 50℃，而对照贮罐的温跃层扩散范围更大、扩散速度更快（曲线平缓），提前约 4 分钟到达罐底，顶部温降最初达 1.7K，之后随着温跃层下移，温度

才再度上升。随着循环流量增加，两贮罐间的差异变大。当 $v=40\text{L}/\text{min}$ 时，温度的时域曲线如图 3II 所示。对照贮罐的温跃层扩散范围进一步扩大（曲线变得更平缓），而实验贮罐几乎保持不变。前者顶部温降最初高达 3K，而后者仅为 0.6K。

贮罐顶部温降 Δt_j 越小表示罐内高低温水的混合程度越低、贮罐的分层效率越高，在理想分层状态下 $\Delta t_j=0\text{K}$ 。配水装置通过折流消耗动能、对称分布水流、降低入水流速，使高温水形成相对均匀的活塞流，有效抑制其对低温水域的冲击，避免高低温水混合，而配水管因射流效应引发剪切层涡旋，导致显著混合，并且混合程度与循环流量呈正相关，流量越大，混合越严重。小型贮罐因直径小、容积有限，热力分层易受扰动，配水装置的作用更为显著。

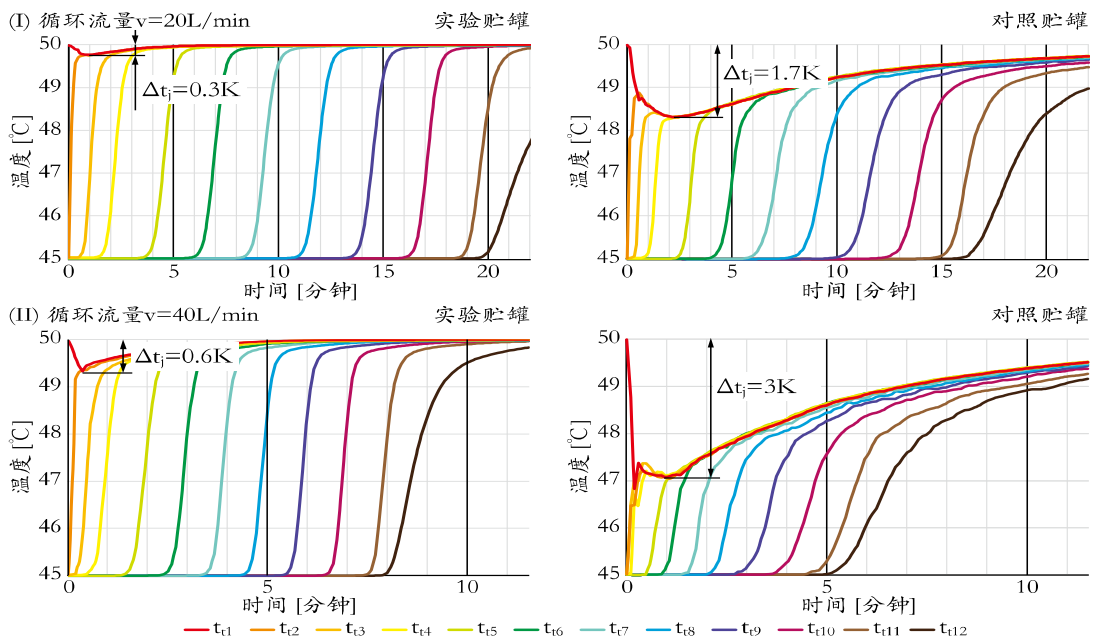


图3 贮罐内部温度时域曲线对比

4.8 热加载特征对比

实验热水系统的热加载触发条件为 $t_1 \leq t_1(60^\circ\text{C}) - 10\text{K}$ ，水机切换至热水模式，换热装置接获模式切换信号启动运行，当 $t_2 \geq t_2 - 5\text{K}$ 时，热加载结束。在静态加热系统中，水机依靠单一测温点判断热加载启停。实验工况见下表：

空气侧		水侧	
干球温度	湿球温度	补水温度 t_m	目标温度 t_s
$20 \pm 1^\circ\text{C}$	$15 \pm 0.5^\circ\text{C}$	$15 \pm 1^\circ\text{C}$	$60 \pm 1.5^\circ\text{C}$

两种系统的热加载动态特征对比如图 4I 所示：

实验热水系统在加热初期， t_{mc} 快速攀升，直至 S1 测得 $t_{mc} \geq t_s$ ，且 S2 测得 $t_2 \geq t_2 - 2\text{K}$ 时，循环泵启动，按前述控制策略调节转速，使被加热水一次升温至 $60 \sim 61^\circ\text{C}$ 并维持稳定， t_{mc} 和 t_{mz} 也随之趋于稳定，温度超差控制在 $t_{mc} - t_{mz} \approx 6\text{K}$ 、 $t_{mc} -$

$t_2 \approx 3\text{K}$ 。加热末期，随着 t_c 升高，循环泵相应提高转速，同时三通调节阀减小 $e \rightarrow f$ 方向开度，适当减少输入板换的热量，确保 t_2 不出现明显超调。至热加载结束，贮罐内水温垂直温差仅为 2.6K 。

静态加热系统在整个热加载过程中， t_{mc} 和 t_{mz} 均随贮罐内水温渐进升高，温度超差控制在 $t_{mc} - t_{mz} \approx 3 \sim 5\text{K}$ ， $t_{mc} - t_{t1} \approx 9 \sim 13\text{K}$ 。至热加载结束， $t_{t1} = 61.3^\circ\text{C}$ ，底部水域因未能充分换热， $t_{t2} = 50.9^\circ\text{C}$ ，垂直温差超过 10K 。

在加热用时方面，两种热加载过程分别持续 1.22h 和 1.61h ，实验热水系统用时缩短 24% ，并且因其热力分层特性，贮罐顶部温度 t_{t1} 达到 $90\%t_s$ 所用时间相较静态加热系统缩短 86% ，在实验热水系统中热加载和热卸载是水力解耦的，当 $v_{out} \leq v$ 时，可持续输出热水，大幅缩短准备时间。

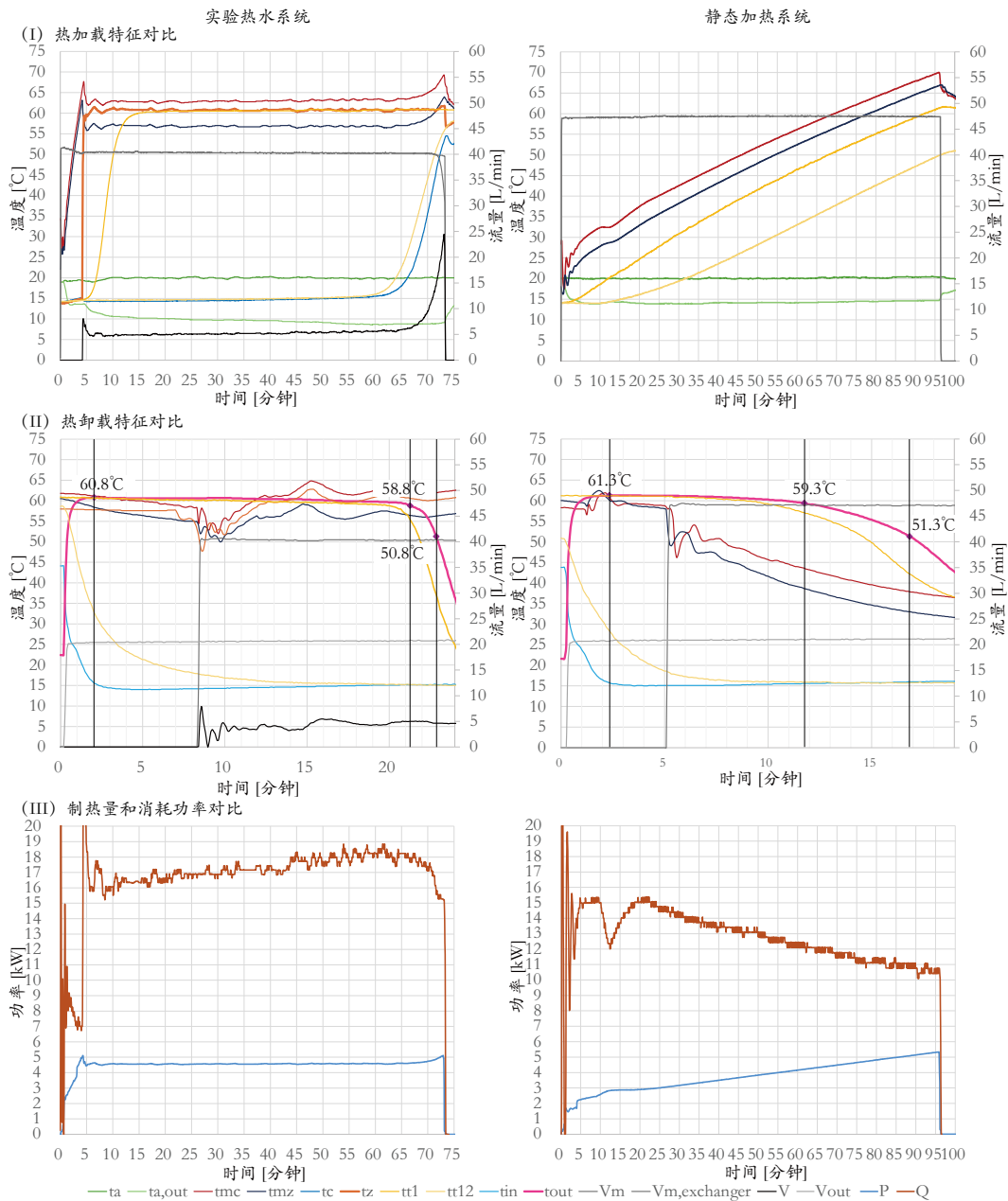


图 4 热加载、热卸载、制热量和消耗功率动态特征对比

4.9 热卸载特征对比

热卸载是将贮罐内热水完全排空的过程。当 c 口处放水阀开启时，贮罐泄压，热水流向管网，冷水同时从 d 口补入，在两贮罐 d 口处设置了相同结构的降速稳流挡板，热卸载均以热力分层方式进行。贮罐完成热加载后静置 10 分钟，开启放水阀 15s 后开始记录数据，直至 $t_{out}=t_{out,max}-10K$ ，关闭放水阀，热卸载结束。在此期间水机和换热装置按程序自动补水。贮罐出水流量 v_{out} 取 20L/min。

两种系统热卸载的动态特征对比见图 4II。

贮罐的热水输出率按下式计算：

$$\mu = \left(V_{out} \cdot \frac{\bar{t}_{out} - \bar{t}_{in}}{45} / C_R \right) \cdot 100\% \quad (5)$$

式中， μ 为热水输出率，%； \bar{t}_{out} 为出水平均温度， $^{\circ}C$ ； \bar{t}_{in} 为补水平均温度， $^{\circ}C$ ； C_R 为贮罐额定容积，L； V_{out} 为放出热水的总体积，L； $V_{out} = \sum_{i=1}^n \frac{v_{out,i}}{12}$ ， $v_{out,i}$ 为出水流量的第 i 次采样数据，L/min。

采用过程能力指数 C_p 作为出水温度稳定性的评价指标

$$C_p = \frac{USL - LSL}{6\sigma} \quad (6)$$

式中，USL 为允许上限 $t_s + 1.5K$ ， $^{\circ}C$ ；LSL 为允许下限 $t_s - 1.5K$ ， $^{\circ}C$ ； σ 为标准差， $^{\circ}C$ ； $\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (t_{out,i} - t_s)^2}$ ， $t_{out,i}$ 是出水温度的第 i 次采样数据， $^{\circ}C$ 。

对比数据见下表：

数据表明实验热水系统在热卸载时长、热水输出率和水温稳定性三方面均优于静态加热系统，这主要得益于其控制策略和较高的热力分层效率。在热卸载过程中，水机配合换热装置能够实时补入热量，产生的循环流量 v 可抵消一部分 v_{out} ，使贮罐热水输出率超过 100%；根据动态特征，在循环泵启动瞬时，未观察到 t_{out} 的时域曲线出现异常波动， $C_p > 1$ ，表示系统能够将 t_{out} 稳定在 $t_s \pm 1.5K$ 范围内。而在静态加热系统中，水机启动后 t_{mc} 走低，无法有效补入热量，甚至出现反向传热现象（盘管换热面积越大该效应越明显），加之贮罐满载状态的垂直温差大，出水温度呈连续下降趋势，导致热水输出率较低。

	实验热水系统		静态加热系统	
	实验一	实验二	对照一	对照二
热卸载时长 [h]	0.37	0.36	0.27	0.27
热水输出率	115%	113.3%	83%	84.5%
C_p (至 $t_{out}=t_{out,max}-2K$)	1.18	1.19	0.89	0.87
制热量 Q_w	16.7	16.61	12.81	12.55
消耗功率 P_w	4.49	4.5	3.72	3.67
COP	3.72	3.69	3.44	3.42

4.10 水机运行能效对比

水机在两种系统中的运行能效对比基于一个完整的热加载周期。制热量和消耗功率动态特征见图 4III。

水机制热量按式 (7) 和式 (8) 计算：

$$Q_i = \frac{v_{m,i}}{60} \cdot \rho_m \cdot c_m \cdot (t_{mc,i} - t_{mz,i}) \quad (7)$$

式中， Q_i 为实验工况下第 i 次采样的水机瞬时制热量，W； $v_{m,i}$ 为热媒循环流量的第 i 次采样数据，L/min； ρ_m 为热媒（水）密度，kg/L； c_m 为热媒的平均定压质量比热， $4.18 \times 10^3 J/(kg \cdot K)$ ； $t_{mc,i}$ 为热媒初温的第 i 次采样数据， $^{\circ}C$ ； $t_{mz,i}$ 为热媒终温的第 i 次采样数据， $^{\circ}C$ 。

$$Q_w = \sum_{i=0}^{n-1} Q_i / n \quad (8)$$

式中， Q_w 为水机制热量，W；n 为采样次数。

水机消耗功率按式 (9) 计算：

$$P_w = \sum_{i=0}^{n-1} P_i / n \quad (9)$$

式中， P_w 为水机消耗功率，W； P_i 为实验工况下水机瞬时消耗功率的第 i 次采样数据，W；n 为采样次数。

水机的性能系数 COP 按式 (10) 计算：

$$COP = \frac{Q_w}{P_w} \quad (10)$$

对比数据见上表。在实验热水系统中，水机的制热量和消耗功率在整个热加载过程中基本保持恒定，这是因为热媒在更长时间里与温度恒定的低温冷水换热，压缩机压缩比波动小，平均性能系数达到 3.7，较静态加热系统提高 8.2%。在静态加热系统中，水机虽在前期运行于更经济的工况（初始 t_{mc} 较实验热水系统低约 30K），但随着贮罐内水温渐升高，传热温差缩小，迫使其提升 t_{mc} 以维持传热，压缩机工作条件劣化，最终表现为消耗功率增加而制热量下降。

5 结语

上述实验结果表明，通过优化贮热水罐和换热器结构、改进配水装置及完善控制策略，户用空气源热泵冷热水机能够良好适配小型容积式热水系统，该技术方案凭借其高效的热力分层加载和变循环流量调节特性，在加热性能、运行能效和水温稳定性方面均表现出较大优势。相比静态加热系统，不仅缩短了准备时间、降低了能耗，还对压缩机起到保护作用。

在空气源热泵三联供系统中，该技术的应用可实现供暖、制冷与热水负荷的高效协同，以及即热式与储热式热水供给的无缝切换，尤其适合对热水供应稳定性要求较高的场景。其模块化扩展和非介入式控制，便于在新建建筑和改造项目中集成，结合绿电，将进一步提高系统的经济性和低碳价值。

参考文献

- [1] 张明圣, 张秀平, 钟瑜, 蒋德伦, 范欢欢. JB/T 11966-2014 《空气源多联式空调(热泵)热水机组》标准解读. 制冷与空调, 2015, (03): 58-60.
- [2] 姬鹏先, 郝鸣, 张亚东. 模块化风冷热泵冷热水机组水流量控制技术. 制冷空调与电力机械, 2006, (04): 56-58.
- [3] 国家市场监督管理总局, 国家标准化管理委员会. GB/T 23137-2020 家用和类似用途热泵热水器. 2020, (04)